

缩放喷管内两相流动的数值模拟及喷管设计

吕泽华 曹仁凤

(清华大学)

[摘要]本文建立了非平衡态相变时,计及两相相对滑移和流型转变的两流体分相流动的机理模型,对缩放喷管内汽液两相闪蒸临界流进行了数值模拟,编制了相应的计算程序,结果与实验数据吻合良好。该喷管的设计方法成功地应用于湖南岳阳长岭炼油厂节能系统改进工程中。

关键词 缩放喷管 两相流 闪蒸 数值模拟

分类号 TK262

0 前言

巴陵石油化工公司长岭炼油化工厂的油品低温余热发电——供热装置是以炼油装置油品余热为热源,以热水扩容式汽轮发电机组为热机,以催化剂和生活洗涤水、动力厂除盐水等为受热介质的朗肯循环系统。被炼油装置油品加热到 120°C 的热媒水经节流减压阀进入一级扩容闪蒸器闪蒸出 0.1 MPa 的饱和蒸汽进入汽轮机的一级做功;热水则经调节阀进入二级扩容闪蒸器,闪蒸出 0.035 MPa 的饱和蒸汽进入汽轮机的二级做功。

在这套装置中,热媒水流经节流减压阀和扩容闪蒸器时,压力能被白白浪费了。如能用两相透平代替节流阀和扩容闪蒸器,便可利用热媒水减压闪蒸损失的能量做功。根据运行参数测算,可发电 $200\text{—}250$ 千瓦,两年内即可回收全部投资。且国外也常是这样做的,为此,对该装

置进行了改造设计。

两相透平是用汽液两相共有的工质做功的一种新型动力装置,便于低品位能量的回收和利用,在工业余热利用、地热开发、低温供热堆及太阳能发电等领域内具有广阔的发展前景。图 1 所示是典型的两相透平—湿汽轮机余热回收系统简图。图 2 所示是一种典型的分级向心式两相流透平,可以省去汽水分离器,从而有效利用喷管出口处两相流的动能。

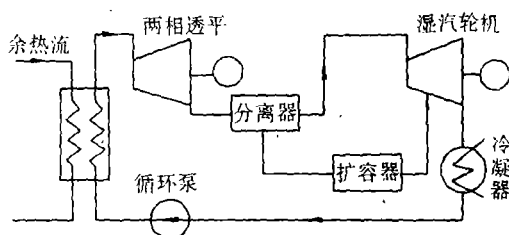


图 1 典型的两相透平—湿汽轮机余热回收系统

收稿日期 1994—12—22 定稿 1995—03—08

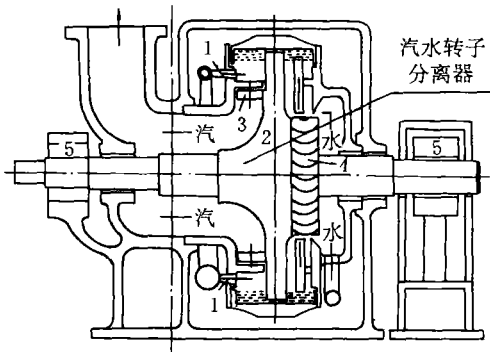


图 2 典型的分级向心式两相流透平

- 1. 两相喷嘴 2. 转动部分 3. 汽相透平
- 4. 液相透平 5. 轴承

两相流喷管是两相透平的一个主要部件。高温高压的液体经喷管膨胀汽化，形成汽液混合的高速射流，从而推动叶轮做功。当喷管进出口压比高于一定值后，在喷管的最小截面上达到临界状态，流量达最大值。要使进口高参数的流体在喷管内持续加速，此时需采用缩放喷管。缩放喷管内两相流动的空间分布形态复杂，状态参数不均匀，处于热力学非平衡态。两相之间有很强的相对运动和相互作用，存在着强烈的传热传质过程。无论是临界流动的判断准则，还是两相间相变及相对运动的机制，都未从理论上彻底解决，有些甚至处于研究的初级阶段。

作者参阅了大量国内外有关闪蒸临界流的文献，建立了计及非平衡态相变，计入两相相对滑移和流型转变的机理模型，对缩放喷管内的闪蒸临界流进行了数值模拟。与国内外同类模型相比，考虑的因素多，计算压降范围大。大多数文献计算到喷管临界截面，求得临界流量就结束，而本文计算了临界截面下游喷管渐放部分的超临界流动直至出口，数值计算的难度较大。喷管计算直接为两相透平设计服务，既要计

算流动的正问题验证模型，又要计算反问题设计喷管，本文所采用的试射法，使一个计算正问题的程序改动不大便能计算反问题。

1 缩放喷管内两相流动的物 理模型

饱和水或过冷水进入喷管，其流动过程可以划分为三个阶段：第一个阶段是液体的位势流阶段，压力降低，流体加速，液体从过冷或饱和变为过热状态，但并不立即汽化，直至喷管喉部附近，才发生闪蒸；第二个阶段就是闪蒸阶段。当液体的过热度达到某一临界值时，液体中出现大量汽泡核并迅速长大。在临界闪蒸流中，成核发生在流速很高的喉部附近，核化区域很窄，几乎在瞬间完成。在模型中则表现为各参数有一阶跃性的变化；第三个阶段是汽泡聚合长大的阶段。随着压力进一步降低，液体不断蒸发，汽泡长大，并逐渐变为雾状流。

汽泡成核区的下游是汽泡长大和液滴蒸发的阶段。这个过程中流型对压力降、相间相互作用等影响很大。因此要模拟两相流动，首先必需要确定流型。流型是指两相流动中两组分的形态和分布，可视化实验使我们看到流动中的各种形态，但很难严格地定义和区分各种流型。

理论和实验都肯定了闪蒸初期是泡状流，喷管出口是雾状流，出口时大部分空间被蒸汽占据，而中间的过渡流型则由于汽液两相的剧烈脉动，很难直接观测到。文献[2]中用 γ 射线密度仪测量了按弦长平均的截面空泡份额沿喷管径向分布。从泡状流到环雾状流的中间过渡流型还不清楚，实验结果证明喉部后有环雾状流存在。

在我们的模型中,将喷管中的两相流分为纯液体——泡状流——塞状流——环状流——雾状流五种流型,如图 3 所示。以单位体积中气泡所占的体积空泡份额(α)来划分各种流型,当 $0 < \alpha < 0.3$ 时为泡状流, $0.3 < \alpha < 0.8$ 为塞状流, $0.8 < \alpha < 0.95$ 为环状流, $0.95 < \alpha < 1$ 为雾状流。

2 两相闪蒸流的数学模型

2.1 基本方程组

从流体流动的最一般规律出发,对两相分别列写质量、动量、能量守恒方程。

质量守恒:

$$\partial(\alpha_k \rho_k A) / \partial t + \nabla \cdot (\rho_k \alpha_k u_k A) = \Gamma_k A$$

动量守恒:

$$\begin{aligned} & \alpha_k \rho_k \partial u_k / \partial t + \alpha_k \rho_k (\bar{u}_k \cdot \nabla) \bar{u}_k \\ & = -\alpha_k \nabla P_k + \nabla \alpha_k (\bar{\tau} + \bar{\tau}_i) + \alpha_k \rho_k g \\ & + u_{ki} \Gamma_k + M_k - \nabla \alpha_k \tau_i \end{aligned}$$

能量守恒:

$$\begin{aligned} & \alpha_k \rho_k \frac{\partial H_k}{\partial t} + \alpha_k \rho_k (\bar{u}_k \cdot \nabla) H_k \\ & = -\nabla \cdot \alpha_k (\bar{q} + \bar{q}_k) + \alpha_k \frac{D_k}{D_t} P_k \\ & + H_{ki} \Gamma_k + q_{ki} A_i + \Phi_k \end{aligned}$$

其中: $K = L$ 或 G , 分别代表汽相或液相
 α_k : 某相所占体积份额; Γ_k : 相变率 kg/m^2 ;
 τ : 剪应力 N/m^2 ; H : 总焓 kJ/kg ; q : 单位面积传热量 kJ/m^2 ; Φ : 耗散能 kg/m^2 。

上面方程中有许多与界面上迁移有关的项,这些输运过程应遵守在界面上达到平衡,从而可得到三个界面上的相关条件:

$$\text{质量平衡: } \sum_K \Gamma_K = 0$$

$$\text{动量平衡: } \sum_K M_k = 0$$

$$\text{能量平衡: } \sum_K (\Gamma_k H_{ki} + q_{ki} A_i) = 0$$

模型简化:首先将方程中的各个物理量取为按流道横截面积平均或对空泡份额加权平均,然后引入下列假定:流动为定常、绝热流动,不考虑重力和内摩擦的影响,忽略能量耗散,蒸汽始终处于饱和态。在这些简化假定下,偏微分方程组成为如下常微分方程组:

$$\frac{d}{dZ} (\alpha_L \rho_L u_L A) = \Gamma_L A$$

$$\frac{d}{dZ} (\alpha_G \rho_G u_G A) = \Gamma_G A$$

$$\begin{aligned} \alpha_L \rho_L u_L du_L / dZ & = -\alpha_L \frac{dp}{dZ} + M_L - \tau_L \\ & + u_{Li} \Gamma_L \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_G \rho_G u_G du_G / dZ & = -\alpha_G \frac{dp}{dZ} + M_G - \tau_G \\ & + u_{Gi} \Gamma_G \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_L \rho_L u_L dH_L / dZ & = \alpha_L u_L \frac{dp}{dZ} + q_{Li} A_i \\ & + H_{Li} \Gamma_L \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_G \rho_G u_G dH_G / dZ & = \alpha_G u_G \frac{dp}{dZ} + q_{Gi} A_i \\ & + H_{Gi} \Gamma_G \end{aligned}$$

其中: $\alpha_G = \alpha, \alpha_L = 1 - \alpha$

界面上的三个方程为:

$$\Gamma_L = -\Gamma_G$$

$$M_L = -M_G$$

$$\Gamma_L H_{Li} + q_{Li} A_i = \Gamma_G H_{Gi} + q_{Gi} A_i$$

2.2 相间相互作用

两流体分相流动数学模型中最重要的部分是建立两相间动量和热量传递项的本构关系式。动量传递决定两相之间的相对运动,热量传递决定两相之间的相变。

动量方程中 M 是界面动量交换项,表示离散相在连续相中运动的阻力。单位体积混合物中表示为:

$$\begin{aligned} M_u & = \frac{\alpha_d F_D}{B_d} + \frac{\alpha_d F_V}{B_d} + \frac{q}{2} \frac{\alpha_d}{r_d} \sqrt{\frac{\rho_c \mu_M}{\pi}} \int_{\lambda} \frac{D_d}{D_c} \\ & \times \frac{u_d - u_c}{\sqrt{t - \zeta}} d\zeta \end{aligned}$$

上式中忽略了粒子自旋的升力和浓

度梯度引起的扩散力。第一项是摩擦阻力，第二、三项代表虚拟质量力，最后一项是 Basset 力。分别讨论：

2.2.1 摩擦阻力

F_D 是稳态离散相在匀速运动中受到的标准阻力：

$$F_D = -\frac{1}{2}C_D\rho_c u_r |u_r| A_D$$

A_D 是典型粒子的投影面积， C_D 是阻力系数。

在此引入一个新概念：界面面积密度 A_i ，即单位体积混合物中的相界面面积：

$$A_i = a_d A_s / B_d$$

A_s 是典型粒子的表面积， B_d 是典型粒子的体积。则标准摩擦阻力可表示为：

$$\frac{a_d F_D}{B_d} = -A_i \left(\frac{A_D}{A_s} \cdot C_D \rho_c u_r |u_r| / 2 \right)$$

2.2.2 虚拟质量力 F_{VM} 和 F_R

F_{VM} 反映两相相对速度发生变化时，离散相用来加速周围连续相的瞬态作用力：

$$F_{VM} / B_d = \rho_c C_{VM} a_{VM}$$

C_{VM} 称为虚拟体积系数，代表单位体积混合物的虚拟质量。 a_{VM} 是虚拟加速度，对于一维定常流动：

$$a_{VM} = u_d \frac{du_r}{dZ} + u_r \left[(\lambda - 2) \frac{du_d}{dZ} + (1 - \lambda) \frac{du_L}{dZ} \right]$$

F_R 反映粒子直径变化引起周围压力场变化对粒子的作用力，只存在于泡状流，对流动计算影响很小，忽略不计。

2.2.3 Basset 力是离散相加速对粘性阻力和边界层的影响

由于模型中不考虑流体粘性和边界层的当地影响，因此计算时没有计入 Basset 力。

最后，界面动量交换项 M 变为：

$$M_{id} = -A_i \left(\frac{A_D}{A_s} \cdot C_D \rho_c \cdot u_r |u_r| / 2 \right) + \rho_c a_{VM} C_{VM}$$

对于界面能量交换项，引入单位面积

传质率 m_K ，能量传递平衡方程可以写成：

$$\Gamma_K H_{ki} + q_{ki}^* A_i = A_i (m_K H_{ki} + q_{ki}^*)$$

$$Q_{ki} = A_i q_{ki}^* = A_i (T_i - T_K)$$

不同的流型有不同的 A_i, C_D, C_{VM}, a_{VM} 等。在实际计算中，按两相流的流动顺序，分别详细讨论了泡状流、塞状流、环状流、雾状流各流型的传递系数 h_{ki} ，阻力系数 C_D ，界面面积密度 A_i 和虚拟质量力。由于篇幅所限，这里就不详细介绍了。

2.3 壁面剪应力

动量方程中除界面阻力外，还有壁面剪应力。文献〔1〕综合前人实验中总结出的代表管道中摩阻压降的公式，并用两相流系数建立起与已有的单相流管壁摩擦力的关系式。两相流系数定义为：

$$\varphi_{FL}^2 = D_{FF} / D_{FFL}$$

其中 D_{FFL} 为液体单独流过管道的摩阻压降：

$$D_{FFL} = \lambda_L (1 - x)^2 G^2 v_{Lk} / 2D_p$$

类似的有 φ_{FO} 的定义。

实际计算中，我们针对不同的流型详细讨论了两相流系数的关系式。

2.4 动量分配系数

两相总的动量变化为：

$$\begin{aligned} & \frac{1}{A} \cdot \frac{d}{dZ} (m_L u_L + m_O u_O) \\ &= G_L du_L / dZ + G_O du_O / dZ \\ &+ (u_O - u_L) G dz / dZ \end{aligned}$$

方程右边第三项代表两相有相对速度时相变引起的动量变化。动量分配系数就是用来衡量这一项是如何分配到汽相和液相的。在等熵时均等分配给两相，即动量分配系数 $\eta = 0.5$ 。而实际上两相临界流的相关变是典型的不可逆过程，闪蒸和蒸发的有限温差传热，两相间的相对运动需克服界面力做功等都会有熵产。因而动量变化应由速度较快的蒸汽承担，也即动量分配系数 $\eta \approx 1.0$ 。

3 数值解法

在建立了物理过程的数学模型之后,可对前边讨论的微分方程用数值方法求解。基本方程组最后可以演化成:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dp}(\alpha_l \rho_l u_l A) &= -G \frac{dx}{dp} A \\ \frac{d}{dp}(\alpha_g \rho_g u_g A) &= G \frac{dx}{dp} A \\ \alpha_l \rho_l u_l \frac{du_l}{dp} &= -\alpha_l + (M_l - \tau_l) \\ &\times \frac{dZ}{dp} - (1 - \eta)(u_g - u_l)G \frac{dx}{dp} \\ \alpha_g \rho_g u_g \frac{du_g}{dp} &= -\alpha_g + (M_g - \tau_g) \\ &\times \frac{dZ}{dp} - \eta(u_g - u_l)G \frac{dx}{dp} \\ G_L \left(\frac{dh_L}{dp} + u_L \frac{du_L}{dp} \right) &+ G_g \left(\frac{dh_g}{dp} + u_g \frac{du_g}{dp} \right) \\ &= -G \frac{dx}{dp} \left[h_{0L} + \frac{1}{2}(u_g^2 - u_L^2) \right] \end{aligned}$$

式中: $G \frac{dx}{dp} = \frac{1}{h_{0L}} (h_1 A_1 \Delta T \frac{dZ}{dp} - G_0 \frac{dh_{0S}}{dp})$

求得临界流量后,连续方程合并为:

$$m = (\alpha_l \rho_l u_l + \alpha_g \rho_g u_g) A = GA$$

微分方程中由于没有了 da/dZ 项,降为三阶。

在工程实践中,常遇到已知喷管流量要求设计一个喷管,这是两相流喷管计算中的反问题。在反问题计算中 dp/dz 可以人为地给定。这样反问题的计算简化成为一个三阶常微分方程的初值问题:

$$\begin{cases} B_3(Y) \frac{dY}{dp} = C_3(Y) \\ Y(P_0) = Y_0 \\ Y = [u_l, u_g, h_T]^T \end{cases}$$

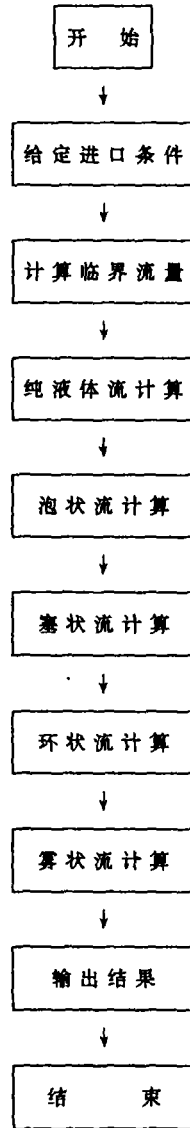
在正问题计算中喷管的几何尺寸 $A(Z)$ 是给定的,如果按 $A(Z)$ 的要求给定 dZ/dp ,那么求解反问题的方法同样可用来求解正问题。正问题计算里,每一步计算都有一个判断:

相对误差

$$e_r(A_i) = (A(Z_i) - A_i)/A(Z_i)$$

对于给定的小量 $\epsilon > 0$,若 $e_r(A_i) > \epsilon$,说明喷管计算面积小于实际喷管截面积,在喷管的渐缩部分, dZ/dp 应增大。若 $e_r(A_i) < -\epsilon$,说明计算面积大于喷管实际面积,在喷管的渐缩部分, dZ/dp 应减小。在喷管的渐扩部分, dZ/dp 的修正趋势正相反。

由于采用了试射法,正反问题在最基本的计算结构上是相同的。下面给出最基本的计算框图:



4 实例和计算结果

4.1 正问题算例

喷管型线如图 3 所示。

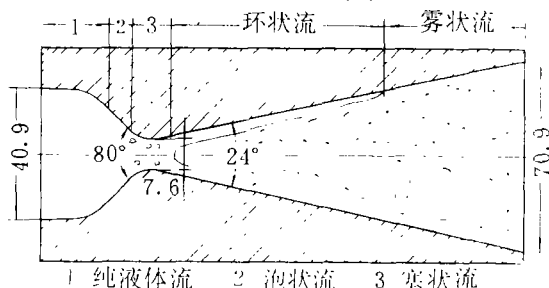


图 3 喷管纵剖面图及流型图

进口状态:

滞止压力	$P_0 = 6 \text{ MPa}$	滞止温度	$T_0 = 275 \text{ }^\circ\text{C}$
过冷度	$\Delta T_0 = 0.55 \text{ }^\circ\text{C}$	质量流量	$\dot{m} = 0.6032 \text{ kg/s}$
进口面积	$A_0 = 1.3703 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	进口速度	$v = 5.84 \text{ m/s}$

文献[3]中测得了沿喷管轴向的压力分布曲线。压力剖面反映两相流的主要特征,决定着两相速度及相变过程,因此用压力分布验证模型是很有说服力的。用所建立的模型计算得到的压力分布曲线与实验值比较,两者吻合良好,说明模型是可靠的。

图 4 是含汽率沿轴向分布图,其中 α 是体积份额含汽率。

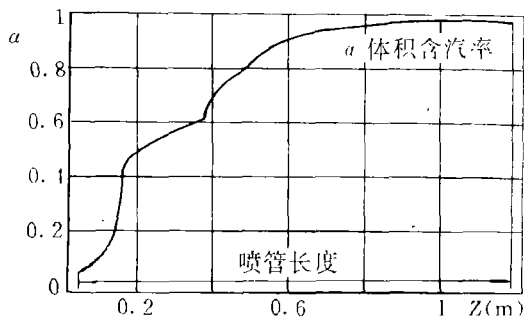


图 4 含汽率轴向分布图

4.2 喷管设计示例

岳阳长岭炼油厂原节能系统中,由 5.6 kg/cm² 的压力转变为 0.1 MPa 是通过节流阀与闪蒸罐来实现的,压力能被白白浪费了。现在采用两相透平代替节流阀与闪蒸罐回收这部分能量,据估算可使原系统效率提高 20% 左右,效益是相当可观的。

在我们建立了缩放喷管内两相流动的数学模型并经过验证后,现在我们设计喷管有两种方法:

一是给定压强沿喷管轴向的变化规律,从而求出喷管的型线。但这种方法有两个缺点:首先是沿轴向压强的变化规律不好给,只能通过多次试验,最后选定一种比较合理的型线。但另一个问题接踵而至,计算出的哪一种型线才是最合理的呢?由于经费所限,难以一一进行实验验证,因而难以确定。

另一种设计方法是根据已有的计算结果,选定一种高效率的型线,然后从进口开始计算,直到所要求的背压为止。这种方法由于有了实验验证为前提,因而设计出的喷管效率高,可靠性好。因而就采用了这种方法。但这种方法的缺点在于轴向长度不好控制,在对轴向长度要求比较严格的场合不宜采用。

设计示例

进口条件:

进口压力	$P_0 = 5.6 \text{ kg/cm}^2$
进口温度	$t_0 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$
质量流率	$\dot{m}_0 = 138.89 \text{ kg/s}$
进口面积	$A_0 = 7.0686 \times 10^{-2} \text{ m}^2$
进口温度	$t_0 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$

出口条件:

出口压力 $P_e = 0.1 \text{ MPa}$

设计出的喷管计算结果(未注明者均为出口参数):

进口半径 $r_0 = 150 \text{ mm}$ 喉部半径 $r_{cr} = 73.56 \text{ mm}$
 出口半径 $r_e = 266.3 \text{ mm}$ 出口压力 $P_e = 1.026 \times 10^6 \text{ Pa}$
 出口温度 $t_e = 102.1^\circ\text{C}$ 过热度 $\Delta T = 1.7^\circ\text{C}$
 质量含汽率 $x = 0.04$ 汽相速度 $u_v = 147.65 \text{ m/s}$
 液相速度 $u_l = 102.91 \text{ m/s}$ 喷管效率 $\eta = 88.25\%$

图5所示是所设计出的喷管型线,图6是两相速度沿轴向分布图。对比正问题计算结果不难看出,由于采用了较好的型线,避免了参数的阶跃性变化,而且喷管效率也比较高,这说明喷管设计是成功的。

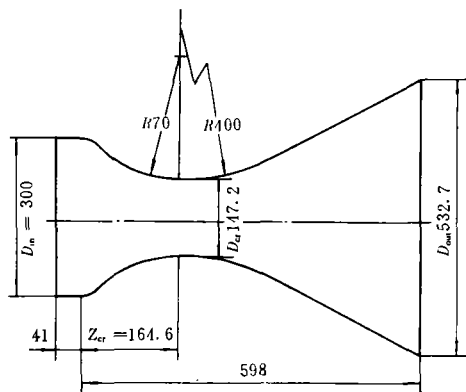


图5 设计出来的喷管型线

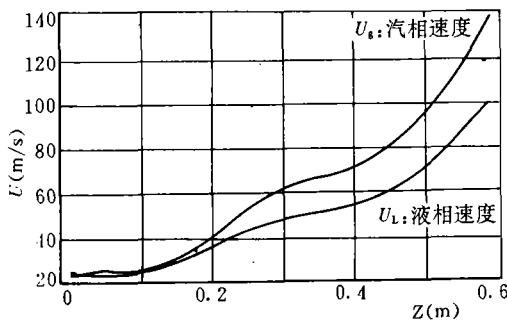


图6 两相速度沿轴向分布图

5 结论

作者简介 吕泽华 1945年生,1970年毕业于清华大学动力系,现为该系副教授,1992年赴德国济根大学参加循环流化床监控系统研究项目的国际合作,回国后,主要从事热力系统建模与仿真,热电厂计算机集散控制系统,热网的优化调度与管理,新型能源 AFBC、CFBC、PFBC、IGCC 等的建模、仿真与控制等方面的研究,曾多次获得国家教委科技进步奖,已发表学术论文40多篇,主要承担国家“八五”、“九五”攻关和攀登B等重大课题的研究工作。(通讯处 100084 北京清华大学热能工程系)

本文建立了非平衡态相变时,计及两相滑移和流型转变的两流体分相流动的机理模型,对缩放喷管内汽液两相闪蒸临界流进行了数值模拟,编制了相应的计算程序,结果与实验吻合良好。

设计喷管时,有两种方法:一是取定沿喷管轴向的压强变化;另一种是根据已有实验结果选定一种好的型线进行计算。这两种方法应互为补充。但要注意两个问题:一是喷管壁面斜率不应有突变,以免造成边界层分离和涡流,从而导致损失增加,效率下降。二是流体应充分膨胀。要避免膨胀不足,从而造成出口处液滴直径过大,这是两相流透平设计所不希望的。

实际计算中,我们采用了选定型线的计算方法,为湖南岳阳长岭炼油厂节能系统改进工程设计了高效率的两相流喷管。从设计结果可以看到,各参数变化平滑,喷管效率高,这说明所建立的模型和所进行的设计都是成功的。

参 考 文 献

- 1 杨毅明. 缩放喷管内汽液两相流动的数值模拟及在两相透平设计中的应用. 清华大学硕士论文. 1987. 6 第15号
- 2 Abuat f, Eimmer G A, Wu B J C. A study of non-equilibrium flashing of water in a converging-diverging nozzle. NVERG/cr 1864
- 3 Shock V E, Starkman E S, Brown R A. Flashing flow of initially subcooled water in convergent divergent nozzles. J. Heat Transfer ASME, 1977, 99
- 4 Miller R S. Photographic observations of bubble formation in flashing nozzle flow. J. Heat Transfer, Trans. ASME. 1985, 107

three types of absorbers. **Key Words:** solar energy, absorber, thermal efficiency

壳侧气液两相流沿水平方向横掠水平管束截面含气率的预测 = Prediction of Void Fraction of a Shell-side Gas-liquid Two-phase Flow along a Horizontal Direction Transverse Horizontal Tube Bundle [刊, 中]/Li Wei (Jiangsu Petrochemical Institute), Wang Qijie (Xi'an Jiaotong University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996, 11(5). -278~281

On the basis of experimental investigation coupled with the research findings of veteran engineers the authors have duly modified a theoretical model for predicting average void fraction in tubes and proposed their own theoretical model for the prediction of the void fraction of shell-side gas-liquid dual-phase flow of a segmentally baffled shell-and-tube heat exchanger along horizontal direction transverse horizontal tube bank. It has been shown that the proposed model is able to make a quite accurate prediction of the average void fraction of different-matter dual-phase flow in shell-side in-line and staggered horizontal tube banks. **Key words:** shell-and-tube heat exchanger, gas-liquid two-phase flow, void fraction

斯特林热机的性能优化分析 = Optimal Analysis of a Stirling Heat Engine Performance [刊, 中]/Yuan Duqi, Liu Zongxiu (Baoji College of Arts & Science) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996, 11(5). -282~284

Taking into account the nonreversibility of thermal resistance in a Stirling heat engine working process, the finite time character of constant volume regenerative process and regeneration loss, the authors have conducted an optimal analysis of the Stirling heat engine performance under the Newton heat transfer law by employing finite time thermodynamics theory, and obtained some conclusions helpful for the optimal design and the selection of optimal working parameters. **Key words:** Stirling heat engine, heat transfer law, performance optimization, finite time thermodynamics.

缩放喷管内两相流动的数值模拟及喷管设计 = The Numerical Simulation of Two-phase Flow in a Convergent-divergent Nozzle and the Design of Such Nozzles [刊, 中]/Lu Zehua, Cao Renfeng (Tsinghua University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996, 11(5). -285~291
Described in this paper is a dual-fluid split-phase flow mechanism model with dual-phase relative drift and flow pattern transformation during non-equilibrium state phase transformation being taken into account. A numerical simulation was performed of the steam/liquid dual-phase flash evaporation critical flow within the convergent-divergent nozzle. A computation program has been worked out. The calculation results are in good agreement with experimental data. The nozzle design method has been successfully employed in the modification work of an energy-saving system of Yueyang Changling Refinery in Hunan Province. **Key words:** convergent-divergent nozzle, two-phase flow, flash evaporation, numerical simulation

EC301 压缩机扩容改造项目低压段离心级试验设计 = Test and Design of a Low-pressure Section Centrifugal Stage in Connection with EC 301 Compressor Uprating-oriented Modification Project [刊, 中]/Wang Dawei (Harbin 703 Research Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -1996, 11(5). -292~296

The full-scale three-dimensional flow centrifugal stage test conducted on an axial compressor test rig